

①9 BUNDESREPUBLIK  
DEUTSCHLAND



**DEUTSCHES  
PATENT- UND  
MARKENAMT**

**Patentschrift**  
**DE 198 58 517 C 1**

⑤ Int. Cl.<sup>7</sup>:  
**G 09 B 23/28**

(21) Aktenzeichen: 198 58 517.9-35  
 (22) Anmeldetag: 18. 12. 1998  
 (43) Offenlegungstag: -  
 (45) Veröffentlichungstag  
 der Patenterteilung: 17. 8. 2000

**Innerhalb von 3 Monaten nach Veröffentlichung der Erteilung kann Einspruch erhoben werden**

73 Patentinhaber:  
Wölfel, Horst, Prof. Dr.-Ing., 97204 Höchberg, DE

**74 Vertreter:**  
U. Knoblauch und Kollegen, 60322 Frankfurt

⑦2 Erfinder:  
Wölfel, Horst Peter, Prof. Dr.-Ing., 97204 Höchberg,  
DE; Cullmann, Alexander, Dipl.-Ing., 63225 Langen,  
DE; Pankoke, Steffen, Dipl.-Ing., 64367 Mühlital, DE

⑤ Für die Beurteilung der Patentfähigkeit in Betracht  
gezogene Druckschriften:

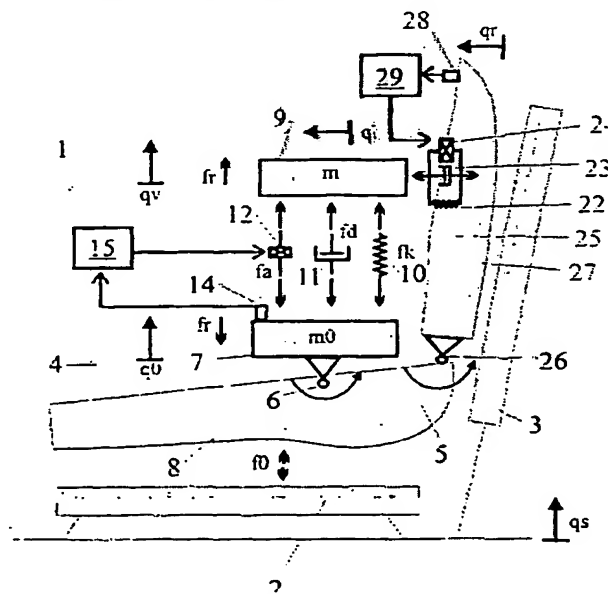
DE 41 03 374 A1  
DD 2 42 503 B1

⑤4 Aktives Schwingungsmodell eines Menschen, insbesondere eines sitzenden Menschen

⑤ Es wird ein Schwingungsmodell (1) eines Menschen, insbesondere eines sitzenden Menschen, angegeben, mit einer Basis (4) und einer damit verbundenen Reaktionsanordnung (9, 12).

Mit einem derartigen Modell möchte man auf einfache Weise die Eingangsimpedanz eines Menschen nachbilden können.

Hierzu weist die Reaktionsanordnung mindestens einen Aktuator (12) auf, der von einer Steueranordnung (15) angetrieben ist, die auf eine kraftabhängige Größe reagiert.



**BEST AVAILABLE COPY**

**DE 198 58 517 C 1**

**DE 198 58 517 C 1**

## Beschreibung

Die Erfindung betrifft ein Schwingungsmodell eines Menschen, insbesondere eines sitzenden Menschen, mit einer Basis und einer damit verbundenen Reaktionsanordnung.

Ein derartiges Schwingungsmodell ist aus DE 41 03 374 C1 bekannt. Die Reaktionsanordnung wird hierbei durch ein System aus Federn, Dämpfern und Massen gebildet. An der Basis werden Kräfte eingeleitet. Wenn man einen sitzenden Menschen simulieren möchte, entsprechen diese Kräfte beispielsweise denjenigen, die von einem Fahrzeugsitz während der Fahrt auf den Menschen übertragen werden. Damit ist es möglich, die Rückwirkungen des Menschen auf den Sitz und umgekehrt auch die Wirkungen des Sitzes auf die Beschleunigung des Menschen zu ermitteln, ohne tatsächlich eine Versuchsperson zu benötigen. Die Meßergebnisse werden dadurch reproduzierbar. Bei dem eingangs genannten Modell sind verschiedene Massen so ausgebildet, daß sie bestimmten Körperteilen entsprechen. Da es sich dann um einen Mehrmassenschwinger handelt, ist es möglich, im Frequenzverlauf mehrere Resonanzen und damit mehrere lokale Maxima zu erzeugen.

Ein anderes Modell ist aus DD 242 503 B1 bekannt. Hier ist eine Masse über Federn mit der Basis verbunden. Die Dämpfer sind hierbei leicht schräg gestellt. Insgesamt ergibt sich eine Anordnung mit einem räumlich schwingenden System, dessen translatorische Eigenschaften in drei Raumrichtungen entkoppelt sind. Das Modell liefert bei vertikaler Erregung lediglich eine Resonanzstelle im Frequenzverlauf.

Das dynamische Verhalten des sitzenden Menschen wird durch die mechanische Eingangsimpedanz beschrieben. Die Eingangsimpedanz beschreibt das komplexe Verhältnis der dynamischen Kraft und der Geschwindigkeit an der Einleitungsstelle im Frequenzbereich. Beim sitzenden Menschen ist die Einleitungsstelle das Gesäß. Beim stehenden Menschen wäre die Einleitungsstelle beispielsweise im Fußbereich zu finden.

Die Eingangsimpedanz gibt die Rückwirkung eines mechanischen Systems (sitzender Mensch) auf das erregende System (Sitz) wieder. Dementsprechend kann man den sitzenden Menschen zur Untersuchung des gekoppelten mechanischen Gesamtsystems (sitzender Mensch auf Sitz) durch ein Modell ersetzen, daß die gleichen Eingangsimpedanzen aufweist.

Man hat zur Ermittlung dieser Eingangsimpedanz Reihenuntersuchungen an Menschen vorgenommen, die zwar in wesentlichen Bereichen übereinstimmen, im übrigen aber Abweichungen voneinander aufweisen. Dies gilt auch für Untersuchungen, die an vergleichbar schweren und großen Menschen ähnlichen Körperbaus durchgeführt wurden. Mit einem Modell ließ sich bislang nur eine einzelne Kurve annähern. Eine Annäherung an eine andere Kurve war nur mit einem Umbau möglich. Man mußte beispielsweise Massen, Federn oder Dämpfer austauschen.

Der Erfindung liegt die Aufgabe zugrunde, ein Schwingungsmodell anzugeben, mit dem man auf einfache Weise die Eingangsimpedanz eines Menschen nachbilden und an vorliegende Meßergebnisse anpassen kann.

Diese Aufgabe wird bei einem Schwingungsmodell der eingangs genannten Art dadurch gelöst, daß die Reaktionsanordnung einen auf die Basis wirkenden Aktuator aufweist, der mit einer Masse oder einer starren Trägeranordnung verbunden und von einer Steueranordnung angetrieben ist, die auf eine kraftabhängige Größe an der Basis reagiert.

Anstelle rein passiver mechanischer Systeme wird nun ein aktives System verwendet. Damit wird aus dem Schwingungsmodell ein aktives Schwingungsmodell. Neben den

bislang vorhandenen Kräften, also Trägheitskräfte, Federkräfte und Dämpferkräfte, kommt nun eine zusätzliche Komponente hinzu, nämlich die Kraft des Aktuators. Diese Kraft läßt sich unabhängig von den anderen Kräften durch die Steueranordnung verändern. Man gewinnt dadurch zusätzliche Möglichkeiten, die es erlauben, bestimmte Frequenzverläufe noch besser als bisher an die gewünschten Kurven anzupassen. Selbstverständlich kann auch mehr als nur ein Aktuator vorgesehen sein. Um der Steueranordnung die Information zu verschaffen, ob der Aktuator in der gewünschten Weise betrieben wird, wird die Steueranordnung ihrerseits wieder von einer kraftabhängigen Größe beeinflusst. Damit erhält man eine Vorgabe für den Aktuator. Der Aktuator ist ein Bauelement, das in der Lage ist, vorbestimmte Kräfte auszuüben, beispielsweise durch eine Längenveränderung. Üblicherweise wirken Aktuatoren in eine Richtung. Die Richtung der Kraft wird also durch die Einbaulage des Aktuators bestimmt. Wenn der Aktuator zwischen der Basis und einer starren Trägeranordnung angeordnet ist, können Federn und Dämpfer insgesamt entfallen. Die Rückwirkung auf die Basis erfolgt ausschließlich über den Aktuator.

Vorzugsweise ist die Steueranordnung mit einem die Beschleunigung der Basis ermittelnden Sensor verbunden. Die Beschleunigung läßt sich relativ einfach ermitteln. Aus der Beschleunigung läßt sich problemlos die Summe der auf eine bekannte Masse einwirkenden Kräfte errechnen. In vielen Fällen ist eine tatsächliche Berechnung nicht einmal erforderlich, wenn der Algorithmus, mit dem die Steueranordnung arbeitet, den Faktor der Masse bereits berücksichtigt. In diesem Fall kann die Beschleunigung unmittelbar als Eingangsgröße verwendet werden.

Vorzugsweise ist der Aktuator als elektrodynamischer Antrieb ausgebildet. Derartige Antriebe haben den Vorteil, daß sie relativ schnell arbeiten und nur eine geringe Baugröße benötigen. Die Energieversorgung und vor allem die Steuerung der Energieversorgung ist relativ einfach zu realisieren. Das dynamische Verhalten genügt den Anforderungen beim Schwingungsmodell eines Menschen. Hier treten Frequenzen im Bereich von etwa 1 bis 32 Hz auf. Elektrodynamische Antriebe dieser Art arbeiten mit Magneten und Ankern. Sie erlauben zwar nur eine Bewegungslänge in der Größenordnung von mehreren Millimetern. Dies reicht aber für die vorgesehenen Anwendungsfälle in der Regel aus.

Mit Vorteil weist die Steueranordnung einen Regelkreis mit einem Kraftregler auf, der die kraftabhängige Größe als Eingangsgröße verwendet. Damit verläßt man sich nicht nur darauf, einen vorgegebenen Steueralgorithmus abzufahren, bei dem einer Eingangskraft eine vorbestimmte Reaktion des Aktuators gegenübersteht. Man koppelt vielmehr die auf die Basis wirkenden Kräfte auf die Betätigung des Aktuators zurück. Mit der Regelung läßt sich eine sehr gute Anpassung der Funktion der Impedanz über die Frequenz an vorgegebene Frequenzverläufe erreichen.

Vorzugsweise weist der Regelkreis zusätzlich einen Lageregler auf. Der Aktuator wird aufgrund der eingeleiteten Schwingungen in der Regel zwar so betätigt werden, daß eine dauerhafte Verschiebung der Basis gegenüber dem Reaktionssystem (oder umgekehrt) nur von untergeordneter Bedeutung ist. Mit Hilfe des Lagereglers hat man aber auch für kritische Fälle eine Möglichkeit zur Verfügung, derartige dauerhafte Verschiebungen zu beseitigen oder zumindest klein zu halten.

Hierbei ist es bevorzugt, daß der Lageregler mit einer niedrigeren Frequenz als der Kraftregler arbeitet. Beispielsweise kann der Kraftregler in einem Bereich von 1 bis 32 Hz arbeiten. In diesem Fall kann man die Frequenz des Lagereglers beispielsweise bis zu 0,75 Hz betreiben. Bei Erreger-

Frequenzinhalten unter 1 Hz sind die durch die Lageregelung hervorgerufenen Abweichungen gegenüber der Ziel-funktion als sehr gering zu bewerten.

Vorzugsweise weist der Kraftregler ein intensitätsabhängiges Verhalten in bezug auf die Einganggröße auf. Damit kann man der Tatsache Rechnung tragen, daß die Eingangs-impedanz des sitzenden Menschen von der Intensität der Erregung abhängig ist. Der Mensch verhält sich also nicht linear. Wenn man nun dem Kraftregler ein intensitätsabhängiges Verhalten mitgibt, dann kann man diese Nichtlinearität durch abschnittsweise Linearitäten nachbilden, beispielsweise dadurch, daß in Abhängigkeit von der über einen gewissen Zeitraum ermittelten Intensität der Erregung verschiedene Parametersätze des Kraftreglers verwendet werden.

Bevorzugterweise sind der Kraftregler und/oder der Lageregler als zeitdiskrete Regler ausgebildet. Man kann die Regler also durch Digitalrechner realisieren. Dies hat den Vorteil, daß das Reglerverhalten durch einfache Eingriffe in den Regelalgorithmus, d. h. in den Rechenalgorithmus, gezielt beeinflußt werden kann.

In einer bevorzugten Ausgestaltung ist vorgesehen, daß der Aktuator zwischen der Basis und einer Bewegungsmasse angeordnet ist, wobei zwischen der Basis und der Bewegungsmasse mindestens ein Federelement und mindestens ein Dämpferelement angeordnet sind. Mit Hilfe der Bewegungsmasse kann man sozusagen passiv, d. h. bei kräftefreiem Aktuator, den dominierenden Beitrag zu den Kräften erzeugen, d. h. die erste Eigenfrequenz des Systems festlegen. Diese liegt üblicherweise bei 5 bis 6 Hz. Hier ergibt sich dann das Hauptmaximum der Impedanzkurve über der Frequenz. Das Dämpferelement kann gegebenenfalls entfallen, wenn der Aktuator stark genug ist.

In einer weiteren Bauform können über einen weiteren Aktuator und gegebenenfalls hierzu parallelgeschaltete Feder- und Dämpferelemente zwischen der Reaktionsanordnung und dem die Rückenpartie des Menschen darstellenden Teil der Basis definierte Kräfte auf die Rückenlehne des getesteten Sitzes ausgeübt werden. Das Modell ist damit in der Lage, das dynamische Verhalten des sitzenden Menschen sowohl in vertikaler als auch in Längsrichtung wiederzugeben.

Die Erfindung wird im folgenden anhand von bevorzugten Ausführungsbeispielen in Verbindung mit der Zeichnung näher beschrieben. Hierin zeigen:

Fig. 1 eine erste Ausführungsform eines Schwingungsmodells eines sitzenden Menschen.

Fig. 2 eine zweite Ausführungsform eines Schwingungsmodells eines sitzenden Menschen.

Fig. 3 eine schematische Darstellung eines Regelkreises.

Fig. 4 eine Darstellung des Impedanzverlaufs nach FMD/ DIN-Kurve 75 kg und

Fig. 5 die Darstellung der Impedanzkurve nach Melzig-Thiel 75 kg.

Fig. 1 zeigt ein Schwingungsmodell 1, mit dem die Eingangsimpedanz eines Menschen gegenüber einem Sitz 2 nachgebildet werden soll. Der Sitz wird hierbei mit nicht näher dargestellten Mitteln, beispielsweise einem Schwingtisch, vertikal bewegt. Die Bewegungsrichtung wird durch den Pfeil  $q_s$  dargestellt. Der Sitz 2 weist ferner eine Rückenlehne 3 auf, die mit einer Rückenplatte 25 der Basis in Kontakt steht. Die Bewegungsrichtung der Rückenplatte wird durch einen Pfeil  $q_r$  dargestellt. Die Rückenplatte 25 ist über ein Rückengelenk 26 mit der Grundplatte 5 verbunden.

Das Schwingungsmodell weist eine Basis 4 auf, die in der vorliegenden Ausführungsform gebildet ist durch die Grundplatte 5, die über ein Drehgelenk 6 mit einer Grundmasse 7 der Größe  $m_0$  verbunden ist. Die Grundplatte 5

weist eine Auflagefläche 8 auf, deren Form einem menschlichen Gesäß ähnelt. Die Rückenplatte 25 weist eine Auflagefläche 27 auf, deren Form einem menschlichen Rücken ähnelt. Die Auflageflächen 8, 27 sind so ausgebildet, daß sich auf einem gepolsterten Schaumstoffsitz und der Rückenlehne eine Druckverteilung auf der Sitzfläche ausbildet, die der Druckverteilung von Menschen auf dem gleichen Sitz weitgehend entspricht.

Gegebenenfalls reicht es auch aus, wenn man nur die Grundplatte 5 verwendet, die Rückenlehne also außer acht läßt.

Die Grundmasse 7 bewegt sich, wenn der Sitz 2 nach oben und nach unten bewegt wird, ebenfalls vertikal. Sie geht hierbei von einem Startpunkt  $q_0$  aus. Aufgrund des Drehgelenks 6 läßt sich die Bewegungsrichtung der Grundplatte auch bei geneigten Sitzen immer in Vertikalrichtung ausrichten. Das Drehgelenk erlaubt hierbei Änderungen der Neigung im Bereich von  $0^\circ$  bis  $25^\circ$ .

Bei Ausrüstung des Modells mit Rückenfeder 22, Rückendämpfer 23 und Rückenaktuator 24 stützt sich die Bewegungsmasse 9 über diese an der Rückenplatte 25 ab. In dieser Version werden das Drehgelenk 6 und das Rückengelenk 26 nicht arretiert.

Die Grundmasse 7 ist mit einer Bewegungsmasse 9 verbunden, und zwar über eine Feder 10, einen Dämpfer 11 und einen Aktuator 12. Selbstverständlich können anstelle der einzelnen dargestellten Elemente 10, 12 auch mehrere davon vorhanden sein, also mehrere Federn 10, mehrere Dämpfer 11 und mehrere Aktuatoren 12. Der mechanische Aufbau kann hier weitgehend demjenigen entsprechen, der aus DE 41 03 374 C1 bekannt ist.

Für die nachfolgende Erläuterung wird die auf die Federn 10 zurückgehende Kraft mit  $f_k$ , die auf die Dämpfer 11 zurückzuführende Kraft mit  $f_d$  und die auf den oder die Aktuatoren 12 zurückgehende Kraft mit  $f_a$  bezeichnet. Zusätzlich sind noch Reibungskräfte  $f_r$  zu berücksichtigen.

Mit diesem Modell 1 möchte man die Eingangsimpedanz eines sitzenden Menschen gegenüber dem Sitz 2 nachbilden, d. h. das Verhältnis der dynamischen Kraft  $f_0$  und der Geschwindigkeit über einen gewissen Frequenzbereich.

Fig. 2 zeigt eine alternative Ausgestaltung eines Modells 1'. Gleiche Teile sind mit dem gleichen Bezugszeichen versehen. Entsprechende Teile sind mit gestrichelten Bezugszeichen versehen.

Gegenüber der Ausführungsform nach Fig. 1 ist die Grundmasse 7 entfallen. Die Basis 4 wird nun ausschließlich durch die Grundplatte 5 gebildet, die über die Gelenkverbindung 6 unmittelbar mit dem Aktuator 12 verbunden ist. Das andere Ende des Aktuators 12 ist mit einer starren Trägeranordnung 13, also einer quasi unendlich großen Masse, verbunden.

In beiden Fällen ist ein Sensor 14 vorhanden, der die Beschleunigung  $a_0$  in Vertikalrichtung ermittelt. Der Sensor 14 ist mit einer Steuereinrichtung 15 verbunden, die ihrerseits wieder den Aktuator 12 steuert.

Die Beschleunigung  $a_r$  der Rückenplatte 25 in Längsrichtung wird über den Rückensensor 28 ermittelt. Der Rückensensor ist mit der Rückensteuereinrichtung 29 verbunden, die ihrerseits wieder den Rückenaktuator 24 steuert.

Der schematische Aufbau der Steuereinrichtung 15 ist in Fig. 3 dargestellt. Ein zeitdiskreter Regler 16 erhält als Eingangswert die Eingangsbeschleunigung  $a_0$ , die vom Sensor 14 ermittelt wird. Der Regler 16 ermittelt daraus eine Sollgröße  $f_{soll}$  für die über die Grundplatte auf die Sitzfläche zu übertragende Summe der Kräfte, die hier aber zunächst lediglich eine Rechen- oder Zwischengröße ist. Der Wert  $f_{soll}$  wird einem Differenzenregler 17 zugeführt. Der andere Eingang des Differenzenreglers 17 (mit negativem Vorzeichen)

wird mit einer von der Vertikalbeschleunigung  $a_v$  abhängigen Größe versorgt, aus der eine Einheit 18 über Multiplikation mit der Bewegungsmasse 9 die zwischen der Grundmasse 7 und der Bewegungsmasse 9 herrschenden Kräfte ermittelt, mit anderen Worten die Summe

$$f_a + f_d + f_k + f_r.$$

Am Ausgang des Differenzpunktes ergibt sich damit die Differenz aus  $f_{soll}$  und der genannten Summe.

Aus der Sollgrößenabweichung zwischen  $f_{soll}$  und der letztgenannten Summe wird über den Differenzregler 17 die dem Aktuator 12 zuzuführende Kraft  $f_a$  ermittelt.

Der Differenzregler kann als ein konventioneller Analogregler oder bei einer entsprechend hohen Abtastrate auch als ein vom eingesetzten Digitalrechner ausgewerteter zeitdiskreter Regler ausgeführt werden. Die Kraft  $f_a$  wird dem mechanischen System 19 zugeführt, das bestimmt ist durch die Masse 9, die Feder 10 und den Dämpfer 11 (das mechanische System kann dementsprechend beschrieben werden durch  $m, k, d$ ). Das mechanische System antwortet mit der Vertikalbeschleunigung  $a_v$ , die wiederum der Einheit 18 zugeführt wird. Die Beschleunigung  $a_v$  erlaubt damit eine Aussage über die auf die Grundplatte wirkende Gesamtkraft, über die vorgestellte Regelung der Vertikalbeschleunigung  $a_v$  wird die Einhaltung der Sollkraft  $f_{soll}$  sichergestellt.

In einer verbesserten Ausgestaltung ist zwischen dem Differenzregler 17 und dem mechanischen System 19 noch ein Additionspunkt 20 angeordnet.

Das mechanische System 19 gibt nicht nur die Beschleunigung  $a_v$  aus, sondern reagiert auch mit einer Verschiebung  $q_v - q_0$ , die einem Lageregler 21 zugeführt wird. Der Lageregler 21 gibt eine entsprechende Korrekturgröße  $f_q$  aus, die zum Ausgang des Differenzreglers 17 addiert wird, um bei dieser Ausgestaltung die Vorgabe  $f_a$  für den Aktuator 12 zu gewinnen.

Der Sitz 2 wird nun durch einen gewissen Frequenzbereich gefahren, d. h. man setzt ihn in diskreten Schritten oder kontinuierlich unterschiedlichen Frequenzen im Bereich von 1 bis 32 Hz aus. Der Lageregler 21 arbeitet hingegen mit einer kleineren Frequenz von etwa 0,5 bis 0,75 Hz, so daß die Größe  $f_q$  keine relevanten Auswirkungen auf die Frequenzabhängigkeit der Impedanz aufweist.

Auf analoge Weise wird die Relativverschiebung  $q_l - q_r$  in Längsrichtung durch einen Längslagenregler minimiert.

Zweckmäßigerweise wählt man bei der Ausgestaltung nach Fig. 1 die Masse  $m$  der Bewegungsmasse 9 so, daß die erste Eigenfrequenz bei etwa 5 Hz liegt. Die Bewegungsmasse 9 hat hierbei zur Nachbildung des mechanischen Verhaltens einer aufrecht sitzenden männlichen Versuchsperson mit 75 kg Körpergewicht eine Masse  $m = 55$  kg. Die Federelemente sind entsprechend angepaßt, so daß die Eigenfrequenz 5 Hz beträgt. Durch den Steifigkeiten (Federelemente 10) parallelgeschalteten Dämpferelemente 11 mit einer resultierenden Dämpfungskonstanten von 800 Ns/m wird die erforderliche Dämpfung des Systems bereitgestellt. Damit liefert das passive System alleine, d. h. bei kräftefreiem Aktuator 12, den dominierenden Beitrag zu den erforderlichen Kräften. Der Dämpfer 11 kann entfallen, wenn der Aktuator 12 stark genug ist.

Die Simulation mit für den PKW-Bereich typischen Anregungssignalen hat ergeben, daß für die in den Fig. 4 und 5 dargestellten Impedanzverläufe die am Aktuator 12 auftretenden Kräfte selbst dann unter 100 N liegen, wenn kein parallelgeschaltetes Dämpferelement 11 vorhanden ist, die Struktur also nur aus einer bewegten Masse 9 auf Federn und dem Aktuator 12 besteht. Die auftretenden Verschie-

bungen lagen im Bereich  $\pm 3$  mm. Diese Werte gestatten den Einsatz elektrodynamischer Gleichstromaktuatoren, was sich vorteilhaft für einen späteren Einsatz im Fahrzeug erweist.

Der Regler 16 ist als zeitdiskreter Differenzenregler ausgebildet, der die Längsbeschleunigung  $a_0$  in festen Zeitabständen abtastet und auf Basis der aktuellen bzw. von  $i$  Abtastschritten zurückliegenden Werten  $a_{0i}$  der Eingangsbeschleunigung und  $f_{0i}$  der zuletzt ermittelten auszugehenden Kräfte selber in einer Differenzgleichung den neu auszugehenden Wert  $f_{soll}$  ermittelt:

$$f_{soll} = \sum_{i=0}^{n-1} b_i a_{0i} - \sum_{i=1}^n a_i f_{0i}$$

Die Bestimmung der Parameter  $b_i$  und  $a_i$  dieser Differenzgleichung geschieht im vorliegenden Fall durch die Identifikation der in vorgegebenen Impedanzverläufen gegebenen modalen Parameter. Hierzu versucht man, einen vorgegebenen Impedanzverlauf, wie er beispielsweise in den Fig. 4 und 5 mit gestrichelten Linien dargestellt ist, durch überlagerte komplexe Impedanzverläufe mehrerer parallelgeschalteter Schwinger mit einem mechanischen Freiheitsgrad nachzubilden.

Die Identifikation der jeweils durch die Parameter modale Masse, modaler Dämpfungsgrad und zugehörige Eigenfrequenz beschriebenen Schwinger erfolgt beispielsweise auf der Basis der kleinsten Fehlerquadrate. Das Ergebnis aus der Überlagerung der Beiträge von drei entsprechenden parallelgeschalteten Schwingern ist in den Fig. 4 und 5 mit durchgezogenen Linien dargestellt erkennbar. Für die Identifikation der modalen Parameter hat sich ein Ansatz von bis zu fünf Schwingern als vorteilhaft erwiesen.

Die der Identifikation zugehörigen Parameter  $a_i$  und  $b_i$  lassen sich anschließend aus einer mathematischen Transformation gewinnen.

Wenn man die Parametersätze  $a_i, b_i$  noch von der Intensität der Erregung abhängig macht, dann kann man das in manchen Quellen beschriebene nichtlineare bzw. intensitätsabhängige Verhalten des Menschen nachbilden.

Man erlangt weiterhin in gewissen Maßen eine Unabhängigkeit von Parameterschwankungen der konstruktiven Umsetzung, wie veränderlichen oder temperaturabhängigen Dämpfungsbauteilen beziehungsweise nichtlinearen Feder- oder Dämpferbauteilen. Der mechanische Aufbau selber kann beim Modell mit bewegter Masse (Fig. 1) durch die Reduzierung auf nur einen mechanischen Freiheitsgrad bedeutend vereinfacht werden. Man erhält trotzdem das dynamische Verhalten einer Struktur mit mehreren bewegten Massen. Die Baugröße kann wesentlich verringert werden, insbesondere im Hinblick auf die Höhe.

#### Patentansprüche

1. Schwingungsmodell eines Menschen, insbesondere eines sitzenden Menschen, mit einer Basis und einer damit verbundenen Reaktionsanordnung, dadurch gekennzeichnet, daß die Reaktionsanordnung (1; 1') einen auf die Basis (4; 4') wirkenden Aktuator (12) aufweist, der mit einer Masse (9) oder einer starren Trägeranordnung (13) verbunden und von einer Steueranordnung (15) angetrieben ist, die auf eine kraftabhängige Größe (a) an der Basis reagiert.
2. Modell nach Anspruch 1, dadurch gekennzeichnet, daß die Steueranordnung (15) mit einem die Beschleunigung (a) der Basis (4; 4') ermittelnden Sensor (14) verbunden ist.
3. Modell nach Anspruch 1 oder 2, dadurch gekennzeichnet,

zeichnet, daß der Aktuator (12) als elektrodynamischer Antrieb ausgebildet ist.

4. Modell nach einem der Ansprüche 1 bis 3, dadurch gekennzeichnet, daß die Steueranordnung (15) einen Regelkreis mit einem Kraftregler (16) aufweist, der die kraftabhängige Größe ( $a_0$ ) als Eingangsgröße verwendet.

5. Modell nach Anspruch 4, dadurch gekennzeichnet, daß der Regelkreis zusätzlich einen Lageregler (21) aufweist.

6. Modell nach Anspruch 5, dadurch gekennzeichnet, daß der Lageregler (21) mit einer niedrigeren Frequenz als der Kraftregler (16) arbeitet.

7. Modell nach einem der Ansprüche 4 bis 6, dadurch gekennzeichnet, daß der Kraftregler (16) ein intensitätsabhängiges Verhalten in bezug auf die Eingangsgröße aufweist.

8. Modell nach einem der Ansprüche 4 bis 7, dadurch gekennzeichnet, daß der Kraftregler (16) und/oder der Lageregler (21) als zeitdiskrete Regler ausgebildet sind.

9. Modell nach Anspruch 8, dadurch gekennzeichnet, daß die vom Kraftregler (16) auszugebenden Kräfte aus den modalen Parametern gegebener Impedanzverläufe ermittelt werden.

10. Modell nach einem der Ansprüche 1 bis 9, dadurch gekennzeichnet, daß der Aktuator (12) zwischen der Basis (4) und einer Bewegungsmasse (9) angeordnet ist, wobei zwischen der Basis (4) und der Bewegungsmasse (9) mindestens ein Federelement (10) und mindestens ein Dämpferelement (11) angeordnet sind.

11. Modell nach einem der Ansprüche 1 bis 10, dadurch gekennzeichnet, daß zusätzlich die Belastung der Rückenlehne durch einen Rückenaktuator (24) und gegebenenfalls entsprechende Rückenfedern (22) und Rückendämpfer (23) in gleicher Weise geregelt wird.

Hierzu 4 Seite(n) Zeichnungen

- Leerseite -

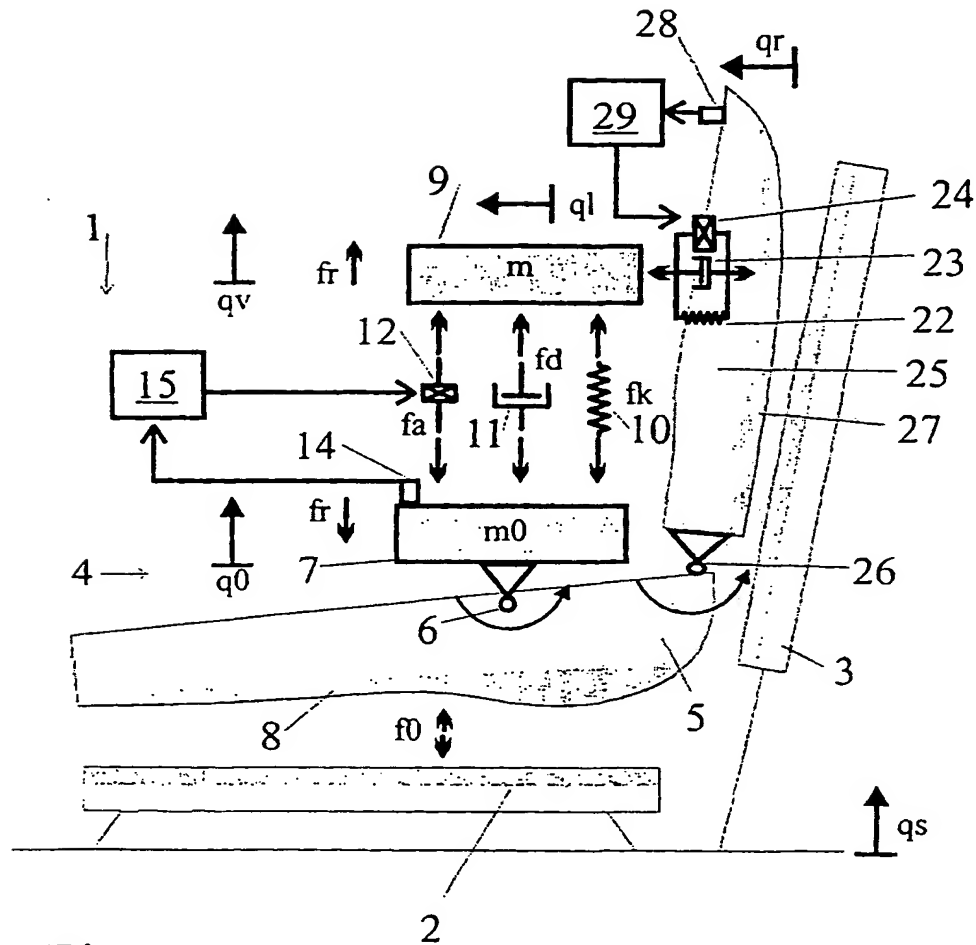
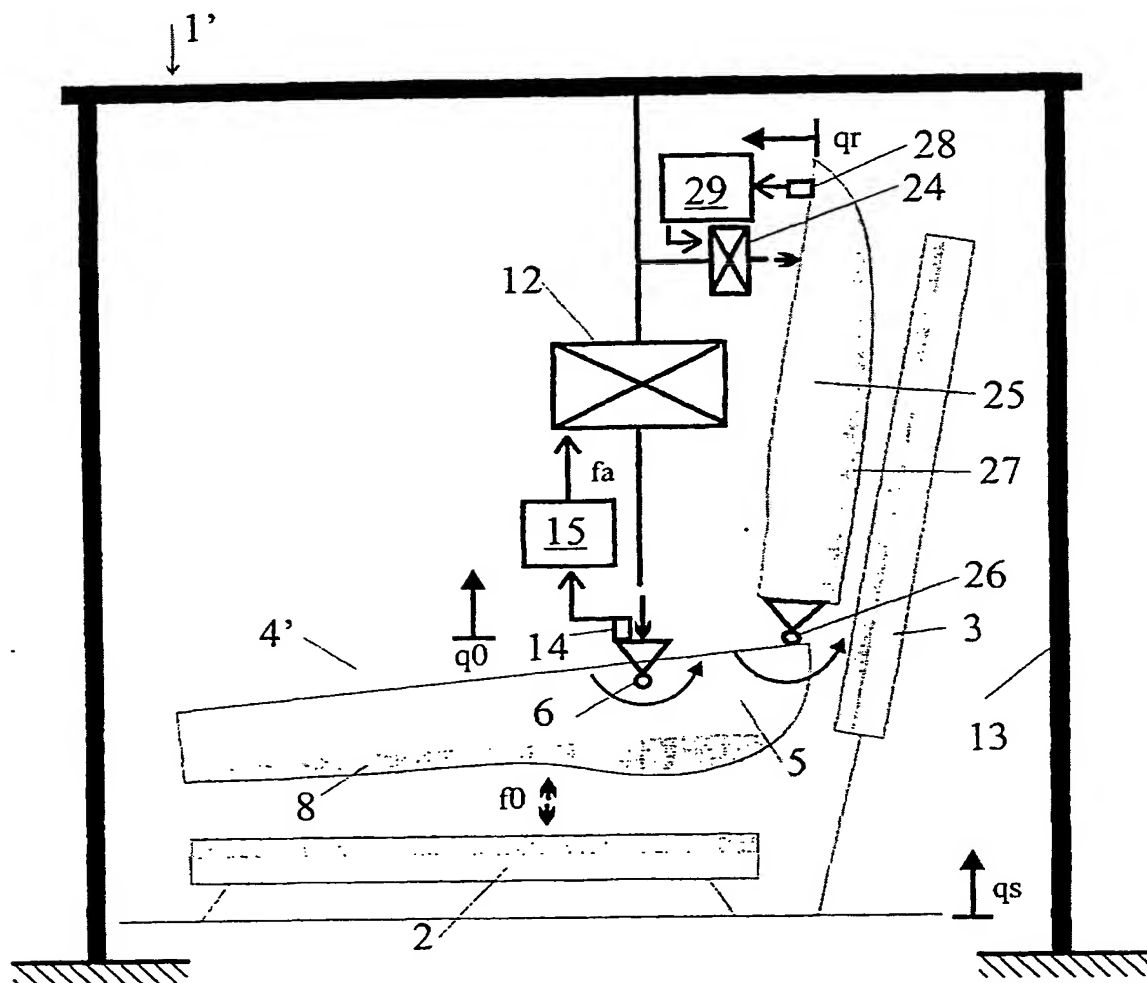


Fig. 1





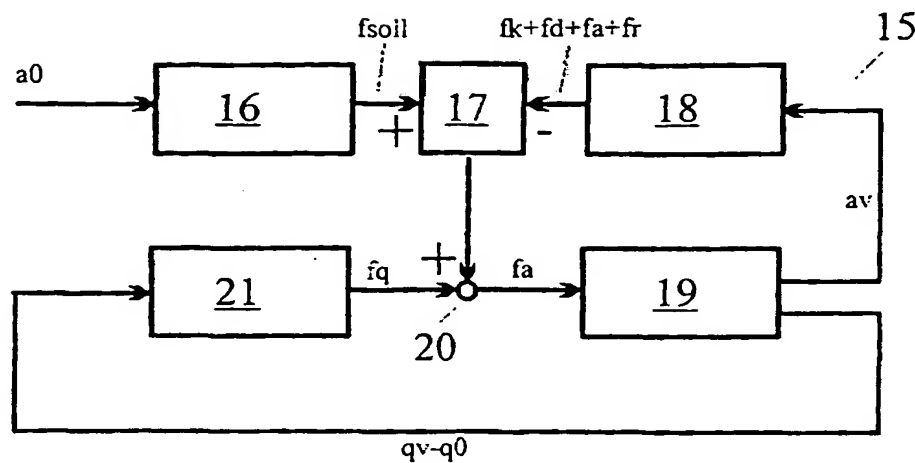


Fig. 3

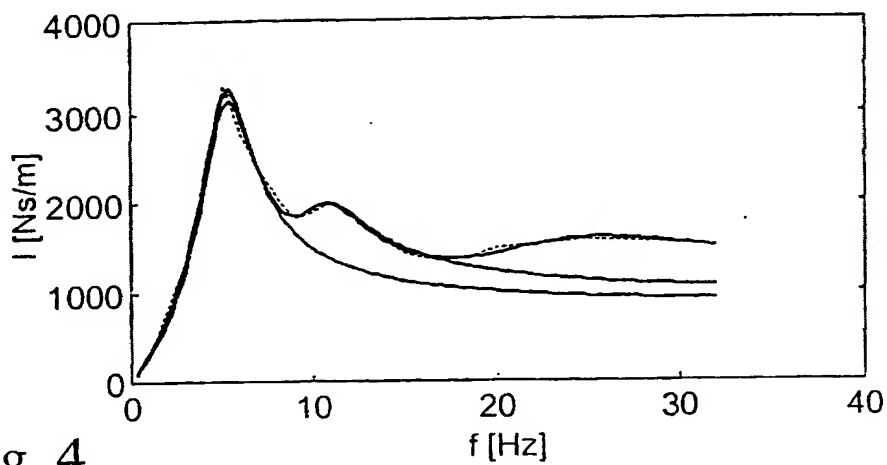


Fig. 4

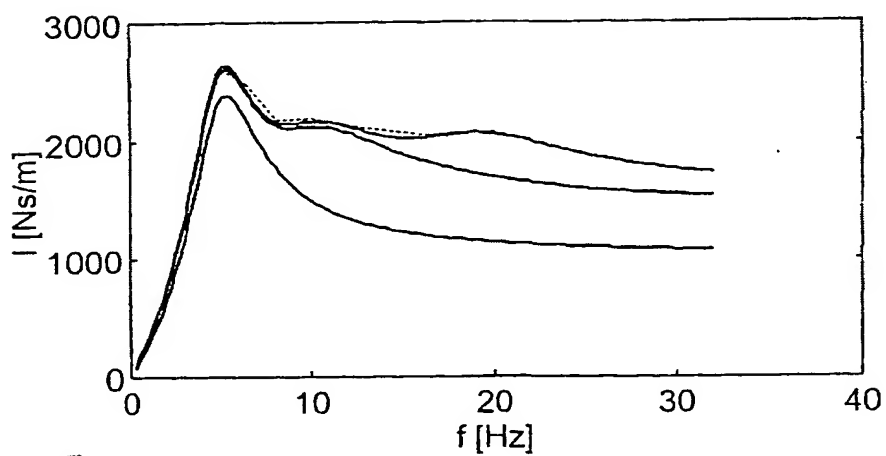


Fig. 5

**This Page is Inserted by IFW Indexing and Scanning  
Operations and is not part of the Official Record**

**BEST AVAILABLE IMAGES**

Defective images within this document are accurate representations of the original documents submitted by the applicant.

Defects in the images include but are not limited to the items checked:

☒ BLACK BORDERS

☐ IMAGE CUT OFF AT TOP, BOTTOM OR SIDES

☐ FADED TEXT OR DRAWING

☒ BLURRED OR ILLEGIBLE TEXT OR DRAWING

☐ SKEWED/SLANTED IMAGES

☒ COLOR OR BLACK AND WHITE PHOTOGRAPHS

☐ GRAY SCALE DOCUMENTS

☐ LINES OR MARKS ON ORIGINAL DOCUMENT

☐ REFERENCE(S) OR EXHIBIT(S) SUBMITTED ARE POOR QUALITY

☐ OTHER: \_\_\_\_\_

**IMAGES ARE BEST AVAILABLE COPY.**

**As rescanning these documents will not correct the image problems checked, please do not report these problems to the IFW Image Problem Mailbox.**

**THIS PAGE BLANK (USPTO)**